

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**FACULTAD DE QUIMICA**

**DISEÑO DE UNA CAMARA DE VAPOR**  
**PARA EL PROCESO DE PANIFICACION**

235

**TESIS**  
**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE**  
**INGENIERO QUIMICO**  
**P R E S E N T A**

**LUIS CLAUDIO MORENO ORNELAS**

**México, D. F.**

**1974**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CLAS. Tesis  
AÑO 1974  
FECHA 1974  
PROC. MIT 1507 22A



QUÍMICA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

"DISEÑO DE UNA CAMARA DE VAPOR PARA  
EL PROCESO DE PANIFICACION"

LUIS CLAUDIO MORENO ORNELAS

INGENIERO QUIMICO

1 9 7 4

Jurado asignado originalmente según el tema:

PRESIDENTE:	ING. ADALBERTO TIRADO ARROYAVE
VOCAL:	ING. CARLOS DOORMAN MONTERO
SECRETARIO:	ING. ANTONIO FRIAS MENDOZA
1er. SUPLENTE:	ING. CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO
2o. SUPLENTE:	ING. LUCIA ARCINIEGA CARRILLO

Sitio donde se desarrolló el tema:

BIBLIOTECA DE LA FACULTAD DE QUIMICA

Sustentante:

LUIS CLAUDIO MORENO ORNELAS

Asesor del tema:

ING. ANTONIO FRIAS MENDOZA

A MI MADRE,

Con profundo agradecimiento.

A MIS HERMANOS

A MI FUTURA ESPOSA, AMBAR

# I N D I C E

		Página
I.-	INTRODUCCION	1
II.-	GENERALIDADES	3
III.-	CALCULO DEL EQUIPO	13
IV.-	COSTOS	57
V.-	CONCLUSIONES	79
VI.-	BIBLIOGRAFIA	81

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

## I N T R O D U C C I O N

El avance de la ciencia en general aplicada en todo tipo de industrias entre ellas la panificadora, ha traído como consecuencia condiciones de trabajo menos pesadas cada vez y con ello una restricción de las necesidades caloríficas del hombre. Lo anterior puede ser una de las causas de la marcada disminución en el consumo de pan que nos muestran las estadísticas de los últimos cincuenta años, principalmente en las ciudades, sin embargo esta disminución "per capita" generalmente es contrarrestada por la explosión demográfica.

No hay que perder de vista que el pan puede cubrir, desde un aspecto económico, gran parte de las necesidades alimenticias; 300 gramos de pan blanco enriquecido suministran 750 calorías y 21 gramos de proteína lo que es respectivamente el 25 por ciento y un poco menos de la cuarta parte de los requerimientos diarios de un adulto del término medio, además de las vitaminas y minerales que contiene.

Ciertamente las técnicas modernas de panificación han ido a la par con la automatización, en la industria panificadora se emplean equipos cuyo funcionamiento se basa en alguna de las operaciones de transferencia de masa y energía, como un ejemplo de ellos es la cámara de prueba que es el objeto de estudio de la presente tesis en la que se muestran consideraciones técnico-económicas para su diseño.

CAPITULO II

G E N E R A L I D A D E S

## Generalidades:

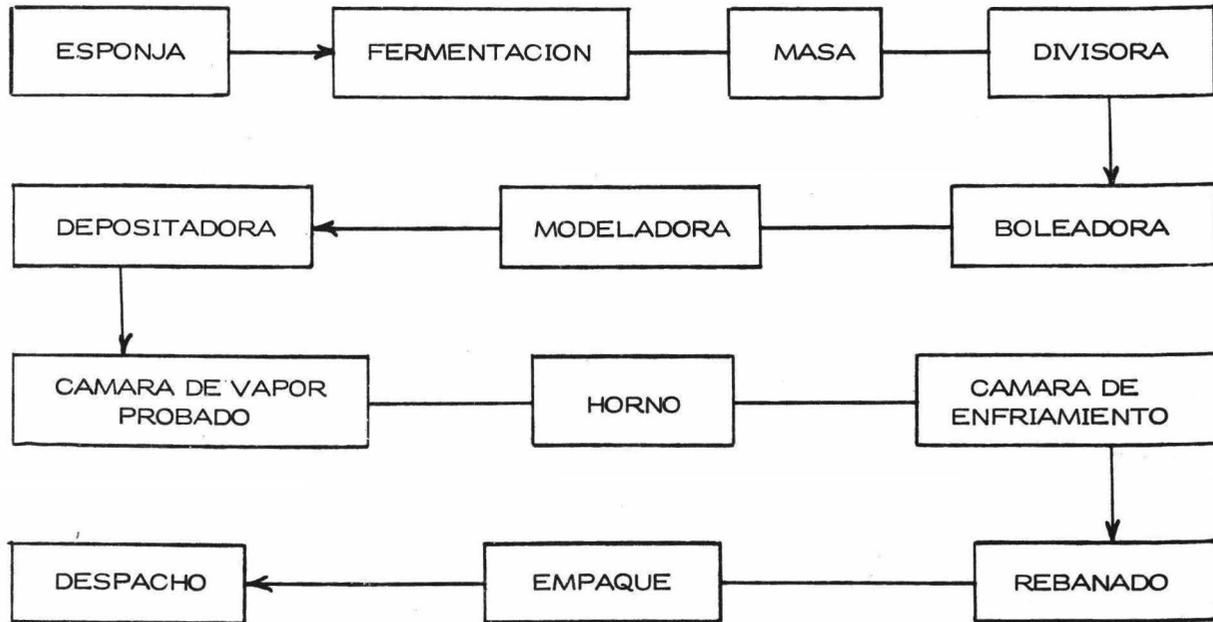
### IMPORTANCIA DEL PROBADO EN EL PROCESO DE PANIFICACION

Para mejor comprensión, se ubicará esta etapa por medio de un diagrama de bloques.

Como se ve en el diagrama, antes de introducir las hogazas a la cámara de vapor, éstas se han sometido a un trabajo de compresión, enroscado, laminación, etc. El efecto de estas operaciones trae como consecuencia la pérdida de gran cantidad de gas producido por la fermentación además de que el gluten de la harina se ha "fatigado", si esta masa debilitada, se introduce inmediatamente al horno, se obtendría un producto con volumen chico, grano cerrado, textura áspera y corteza gruesa entre otras fallas.

El propósito del probado, es que la masa que se ha puesto en el molde, recupere casi totalmente las características perdidas, es decir, que al introducirse al horno presente un buen volumen y que su gluten tenga buena elasticidad y extensibilidad.

Diagrama de Flujo del Proceso  
Esponja-Masa para Producción de Pan



Una de las principales fallas en la producción de pan, es un probado defectuoso, el cual no tiene remedio, ya que las consecuencias se notan cuando el producto ya ha sido horneado, así se tiene un producto que puede presentar las siguientes características: Corteza costrosa, volumen pequeño, grano irregular, textura áspera, ausencia de buen sabor a pan, mal olor y promontorios en la cubierta, aún cuando los ingredientes utilizados sean de excelente calidad y se lleve buen control en las etapas anteriores.

En la práctica, los moldes que contienen las hogazas o piezas de masa, se colocan en espigueros móviles, comúnmente llamados "jaulas", los cuales se introducen en la cámara de vapor.

Las variables de mayor importancia en esta operación son humedad relativa y temperatura.

La recomendación general en la práctica es que la temperatura de bulbo seco se mantenga a un nivel constante entre 100° F y 104° F y la Hr % a un valor de 90. A esas condiciones, la acción de la fermentación se realiza a una

velocidad cercana a la máxima, provocando con esto que la hogaza se eleve rápidamente a un nivel de por lo menos el doble del inicial. Manteniendo la Hr% indicada, se previene la aparición de costras en la superficie.

Las cámaras de vapor que se mantienen a temperaturas mayores que el rango ideal de 100 - 140° F, conducen a una pérdida de sabor y a una calidad pobre, además de obtenerse una fermentación irregular, ya que existe un gradiente definido de calor desde la corteza hasta el centro de la masa. El resultado es que la fermentación es vigorosa en la zona de mayor temperatura y provoca una textura fina en la superficie y rugosa en el centro.

Por experiencias efectuadas en panificación, se obtuvo que cuando la temperatura era de 104° F en la superficie, en el centro se tenía solo 84° F, lo que da una temperatura media de 94° F, la cual se usará posteriormente para el balance térmico.

Una Hr% baja durante el probado, provoca una sequedad que impide buen volumen, además de presentar un

color pálido y cenizo en el producto.

Otro factor importante es el tiempo: El fin general puede ser mantener un tiempo corto, lo cual conduce a un grano superior además de hacer más breve el proceso, en la práctica se utiliza un rango de 45 a 60 minutos, dependiendo de la temperatura mantenida.

El tiempo correcto debe establecerse solamente en la práctica dentro de la planta, teniendo en cuenta todas las condiciones que prevalecen en ella.

El sobreprobado se reconoce por un color pálido, grano áspero, textura pobre y sabor indeseable causado por la excesiva producción de ácido, por otra parte, la falta de probado causa también corteza rojiza y ocasionales reventones a los lados. Deben tomarse en cuenta las condiciones del horno, si se utiliza un horno "frío" se debe probar a corto tiempo mientras que para hornos relativamente calientes se requiere mayor tiempo dentro de la cámara de vapor.

Para moldes cuya altura es de 6.25 a 6.9 cm., la altura deseable obtenida en el probado es que la hogaza re-

base ligeramente el tope del molde, sin embargo, la altura se determina cuando se determina cuando se obtienen las mejores características en el pan.

Se recomienda para el interés de uniformidad en el producto, probar una determinada altura estándar en lugar de a un tiempo fijo, así se controlan las variaciones dentro de la cámara y los efectos del medio ambiente de día a día.

Se han hecho estudios acerca de los efectos de variaciones en el tiempo, temperatura y humedad sobre la cali-dad obtenida.

Utilizando un peso de 454 g. de las piezas de masa, la temperatura de 100° F y un tiempo desde cero hasta 150 minutos.

De cero a 15 minutos, las hogazas son compactas y pesadas, en 30 minutos presentan regular desarrollo, en 60 y 45 minutos se obtienen textura y grano normales, la más grande suavidad se tiene a los 60 minutos, a 75 y 90 minutos se tiene grano abierto, a 120 y 150 minutos se notó celdas grandes en el producto, pobre retención de calidad, se

redujo el pH y las pérdidas en el horneado fueron mayores.

Los resultados anteriores se muestran en la Tabla 1.

El efecto de la temperatura se experimentó variando desde 13.4°C hasta 58°C a volumen constante. El volumen de la hogaza y la calidad del pan variaron dentro de un rango estrecho las temperaturas para volumen óptimo fueron de (86°F) 30°C a 46.3°C. (Ver Tabla 2). Las hogazas a 30, 35, 40.1 y 46.3°C producen pan con cualidades normales, a 51.6 y 58°C se tiene pan con lados lisos y aristas puntiagudas, debido al ablandamiento de las áreas en contacto con el molde por causa de la gelatinización del almidón, la actividad proteolítica o una combinación de ambos.

Estudiando efectos de humedad, se varió este factor desde 35 a 92% Hr todas las masas estuvieron a 40.0 y 39°C. (Ver Tabla 3)

Estas variaciones de Hr no tuvieron efecto considerable en volumen, textura y grano, sin embargo se notó diferencia en apariencia y color de la corteza.

T A B L A 1

EFEECTO DEL TIEMPO DE PROBADO A T = CTE EN  
EL VOLUMEN, pH Y PERDIDAS EN HORNO

Peso 454 g = CTE muestra

TIEMPO MINUTOS	VOLUMEN ML.	PERDIDA EN HORNO g.	pH
0	1270	46	5.49
15	1610	52	5.46
30	1980	61	5.41
45	2310	69	5.40
60 *	2640 *	72	5.34 *
75	2780	73	5.31
90	3030	80	5.26
120	3550	88	5.16
150	4090	89	5.13

T A B L A 2

EFEECTO DE LA TEMPERATURA SOBRE EL TIEMPO Y VOLUMEN

HOGAZA No.	TEMPERATURA °C	TIEMPO MINUTOS	VOL. x 454 g.(ml)
1	13.4	270	2160
2	21.2	102	2200
3	30.0	60	2280
4	35.0	50	2270
5	40.1 *	47	2290 *
6	46.3	41	2260
7	51.6	37	2210
8	58.0	36	2110

T A B L A 3

EFEECTO DE LA HUMEDAD RELATIVA SOBRE EL TIEMPO  
Y LAS PERDIDAS EN EL PROBADO Y EN EL HORNO

HOGAZA No.	Hr. %	TIEMPO DE PRUEBA (minutos)	PERDIDAS EN PROBADO Y HORNO (g)	VOL. x 454 g(ml)
1	35	57	74	2230
2	50	52	72	2320
3	60	54	71	2230
4	80	49	64	2150
5	92 *	45 *	63 *	2270 *

El rendimiento fue mayor a mayores Hr, ya que ob  
viamente se redujeron las pérdidas por evaporación dentro  
de la cámara.

N o t a . - Los valores marcados con \* en las Ta  
blas 1, 2 y 3, serán tomados en cuenta para fijar las con-  
diciones de operación de nuestro diseño, ya que son los óp  
timos.

Medio Ambiente: (verano - invierno)

La cámara se diseñará para operar en la Ciudad de  
México.

Consultando los registros de temperatura máxima,  
mínima y promedio así como de humedad relativa, en el Ob  
servatorio Nacional de Metereología se encontró lo siguien  
te:

Las temperaturas máximas en los últimos 3 años se  
registraron en el mes de mayo y las mínimas en el mes de  
enero.

CAPITULO III

C A L C U L O

D E L

E Q U I P O

CONSTRUCCION DE LA CURVA DE SATURACION Y LA  
CORRESPONDIENTE A 90% HR. A UNA PRESION

DE 586 mm Hg = 0.77 ATM

Se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Y_s = \frac{p^0}{P_T - p^0}$$

donde:

$Y_s$  = Humedad de saturación  
molar

$p^0$  = Presión de vapor del com-  
ponente volátil puro ( $H_2O$ )

$P_T$  = Presión total del siste-  
ma

$MA$  = Peso molecular  $H_2O$

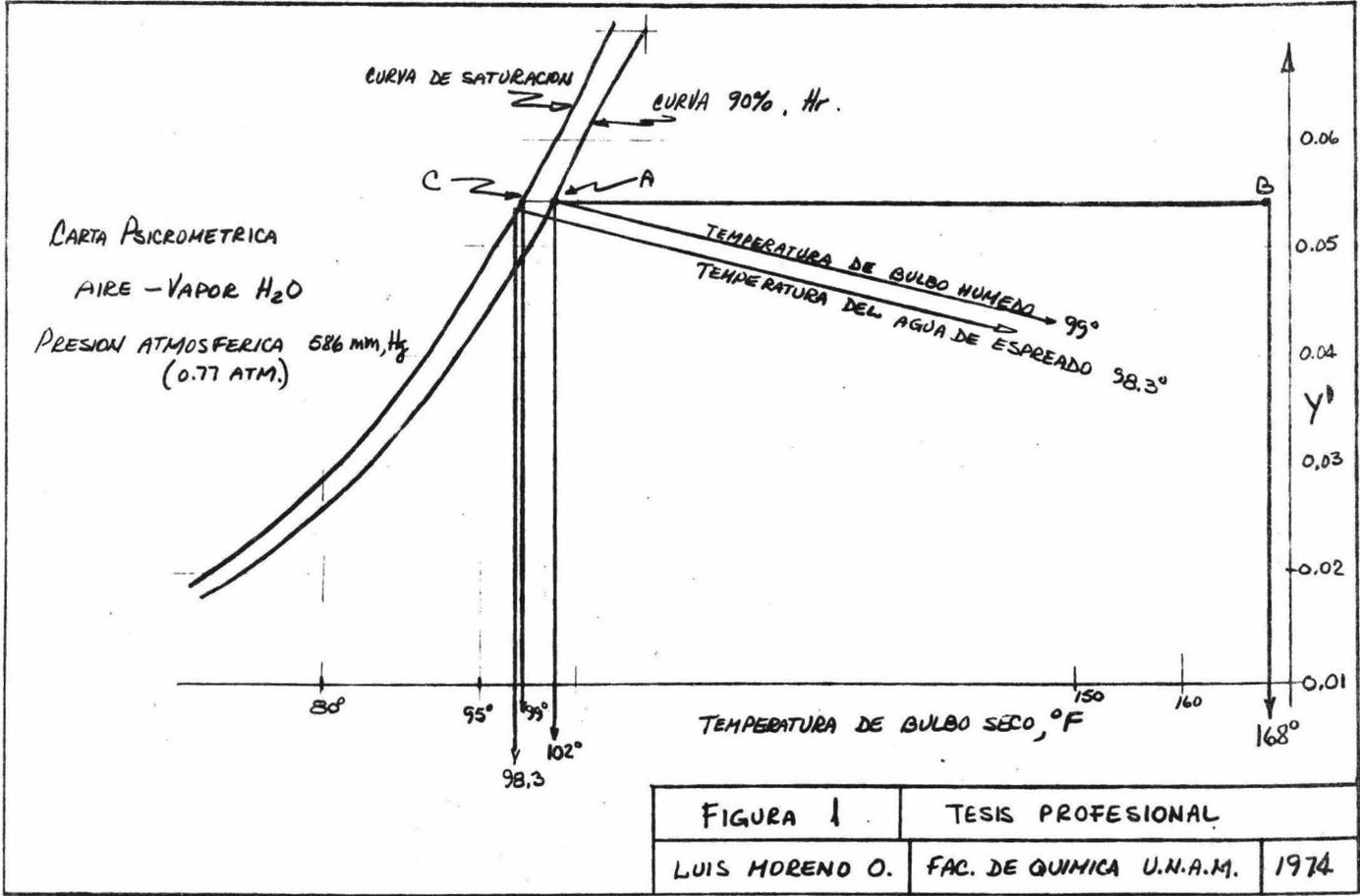
$MB$  = Peso molecular aire

$$Y'_s = \frac{MA}{MB} Y_s \quad Y_s = \text{Humedad absoluta de saturacion; } \frac{MA}{MB} = 0.622$$

(Ver Tabla Siguiete)

Teniendo  $t^{\circ}F$  como absisa y  $Y'_s$  y  $Y'$  como ordena-  
das, se obtienen las curvas de la Figura 1 donde aparecen  
también las líneas  $\overline{BA}$ ,  $\overline{AC}$ ,  $\overline{CB}$  que son las líneas de ope-  
ración del diseño.

$t^{\circ}F$	$p^{\circ}$ (mm Hg)	$PT - p^{\circ}$	$Y_s$	$Y'_s = 0.622 Y_s$	$Y'' = 0.90 Y'_s$
32	4.579	581.421	0.0080	0.00498	0.00448
50	9.209	576.791	0.0160	0.00990	0.00891
68	17.535	568.465	0.0308	0.01920	0.01730
80	26.117	559.883	0.0468	0.02910	0.02625
90	36.068	549.932	0.0658	0.04085	0.03680
95	42.175	543.825	0.0775	0.04820	0.04350
104	55.324	530.676	0.1040	0.06470	0.05810
110	65.820	520.180	0.1260	0.07810	0.07040



De acuerdo a las ecuaciones 7.26 y 7.27 del treybal:

$$C_{S1} (t_{G1} - t_{as}) = (Y'_{as} - Y'_1) \lambda_{as} \quad \text{ó} \quad t_{G1} - t_{as} = \\ = (Y'_{as} - Y'_1) \frac{\lambda_{as}}{C_{S1}} \quad \dots \quad (A)$$

Donde:

$t_{G1}$  = Temperatura de aire entrando ( Bulbo seco)

$t_{as}$  = Temperatura Bulbo húmedo (saturación adiabática)

$Y'_{as}$  = Humedad de saturación absoluta a  $t_{as}$

$Y'_1$  = Humedad absoluta a  $t_{G1}$

$\lambda_{as} = \lambda, A t_{as}$

$C_{S1}$  = Calor húmedo a  $t_{G1}$

Se toma como referencia la curva que pasa por los puntos  $(t_{as}, Y'_{as})$  y  $(t_{G1}, Y'_1)$  de la figura 1, obtenemos el punto que corresponde a las coordenadas  $t_{as} = 99^\circ\text{F}$  y  $Y_{as} = 0.0553$

Suponiendo ahora una  $t_{G1} = 122^\circ\text{F}$  se obtiene de acuerdo a (A), lo siguiente:

$$(122 - 99) = (0.0553 - Y'_1) \frac{\lambda_{as}}{0.24 + 0.45 Y'_1}$$

$$\lambda_{\text{agua } 99^{\circ}\text{F}} = 1104 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.}}, \text{ (Perry)}$$

$$23(0.24 + 0.45 Y_1') = (0.0553 - Y_1') 1104; 1114.35 Y_1' =$$

$$= 55.49$$

$Y_1' = 0.0498$  ; se traza así la "curva" cuyos puntos son: (99, 0.0553) y (122, 0.0498). Esta línea es la que representa la temperatura bulbo húmedo de  $99^{\circ}\text{F}$ . Las demás correspondientes a otras temperaturas bulbo húmedo, tendrán la misma pendiente.

Para efectos de diseño se tomarán las temperaturas promedio ya que aunque se tienen valores extremos estos se registran a la intemperie y la cámara a diseñar por requerimientos del proceso debe estar bajo techo, por lo tanto, nuestras condiciones del medio ambiente fuera de la cámara serán:

Temperatura Mínima Promedio	3.5°C	enero
Temperatura Máxima Promedio	26.0°C	mayo
Temperatura Media Promedio	12.5°C	enero
Temperatura Media Promedio	20.0°C	mayo
Hr Promedio	57 %	enero
Hr Promedio	38 %	mayo

#### Condiciones Internas de la Cámara:

De acuerdo a los experimentos de laboratorio mencionados anteriormente y que fueron checados en una planta panificadora, se pueden fijar ciertas bases para el diseño, además de que se debe de partir de la siguiente premisa:

"La única fuente de calor para elevar y mantener la temperatura de las jaulas, moldes y hogazas, así como para com

pensar las pérdidas de calor a través de paredes, techo y piso y las pérdidas debidas a infiltración de aire menos húmedo y más frío cuando se abren las puertas, es la recirculación de aire dentro de la cámara y su unidad de humidificación".

Para calcular la cantidad requerida de Btu dentro de la cámara se debe considerar:

- a). Recircular pequeña cantidad de aire a alta temperatura.
- b). Gran cantidad de aire a menor temperatura y mayor tiempo de probado en relación al inciso anterior.

En base a lo visto en el capítulo de probado nos decidimos por una cámara para trabajar a 120°F bulbo seco y 90% Hr, base del proceso una hora.

## Dimensiones de la Cámara:

Se diseñará para una producción de 5,000\* unidades por hora.

De acuerdo a que el molde común de fabricación para este tipo de producto es de 5 unidades por molde (1), tendremos un total de 1,000 moldes que será la capacidad de la cámara (2).

\* Escogemos esta variedad de pan ya que es la más grande y pesada comúnmente fabricada y por lo tanto representará una condición crítica en la operación.

\* Entiendase por unidad lo que en el mercado se llama "Pan de Sandwich" tamaño grande.

5,000 por hora es una velocidad grande de fabricación que requeriría un horno de túnel de 45 metros aproximadamente de longitud con un tiempo de horneado de 15 minutos con 8 moldes a lo ancho y un espacio entre hileras de 70 cm. aproximadamente.

(1) Actualmente en México se trabaja con moldes procedentes de U.S.A. y el standard es de 5 piezas por molde.

(2) En relación a (1)

Estos moldes se colocan en espigueros o "jaulas" para su manejo. Guiándose por las dimensiones del molde y las características de la jaula (ver diagrama) se pueden colocar 40 moldes por jaula lo que nos da 25 jaulas necesarias. Esto lleva a pensar en el arreglo dentro de la cámara y por lo tanto a sus dimensiones.

Descartando los arreglos de 25 jaulas a lo largo por una a lo ancho así como 25 a lo ancho por una de largo por sus lógicos inconvenientes, se considera un arreglo de 5 carriles para 5 jaulas cada uno con lo cual se tendrán 10 puertas, una de entrada y una de salida para cada carril.

Las dimensiones standard para las jaulas son las siguientes:

Largo	2. m	=	6.56	ft
Ancho	0.7 m	=	2.3	ft
Altura	1.9 m	=	6.22	ft

Con lo cual se tendrá de acuerdo al arreglo,  
 $6.56 \times 5 = 32.8$  ft largo de 5 jaulas, se considera un

márgen de 0.5 ft (más o menos 15 cm.) en los extremos lo cual es adecuado para evitar que las puertas peguen con las jaulas y a la vez evitar una cercanía entre la pared metálica de la puerta y el molde lo cual ocasionaría que éste tuviera una superficie más fría ya que el flujo de aire quedaría obstruccionado.

Largo Interior:  $32.8 \text{ ft} + 1 \text{ ft} = 33.8 \text{ ft.}(10.17 \text{ m})$

El ancho de la jaula es 2.3 ft. Considerando 0.3 ft como holgura entre las guías del carril y la jaula para asegurar el libre movimiento al ser empujada y evitar el golpeo o atorón de un molde mal colocado con los ductos de aire.

Ancho de un Carril:  $2.3 \text{ ft} + 0.3 \text{ ft} = 2.6 \text{ ft}$

Se debe tomar en cuenta que para obtener una atmósfera lo más uniforme posible dentro de la cámara, se necesita de una red adecuada de distribución del aire. Para conseguir lo anterior es preciso considerar que habrá entre carriles un ramal de dicha red; no sabiendo de qué tamaño

exacto será el ramal, se considera sin embargo, un espacio de 0.9 ft\* como base de diseño, con lo cual tendremos 4 espacios de 0.9 ft y 2 de 0.5 ft, éstos últimos correspondientes al ducto entre la pared de la cámara y los carriles extremos, ya que estos ductos serán para suministro de aire correspondiente a un solo lado del carril.

#### Ancho Interior de la Cámara:

$$(5 \times 2.6) \text{ ft} + (0.9 \times 4) \text{ ft} + (0.5 \times 2) \text{ ft} = 17.6 \text{ ft}, (5.35 \text{ m})$$

Para calcular la altura de la cámara se considera la altura de la jaula más la altura del molde colocado en el nivel superior más un espacio para la adecuada aereación, ya que dentro de la cámara las hogazas continúan fermentando además de que el calor por razones naturales tenderá a desplazarse hacia arriba (fenómeno que se aprovechará para colocar en el techo de la cámara los ductos de retorno al humidificador).

\* Esta base de diseño se checará al obtener las dimensiones de los ductos. Se comprueba que es aceptable.

Altura jaula + Altura Molde + Espacio = Altura Interior Cámara

$$6.22 + 0.50 + 1.25 = 7.97 \text{ ft}, (2.62 \text{ m})$$

Resumiendo se tiene:

Medidas Internas: Largo = 33.8 ft, (10.17 m)

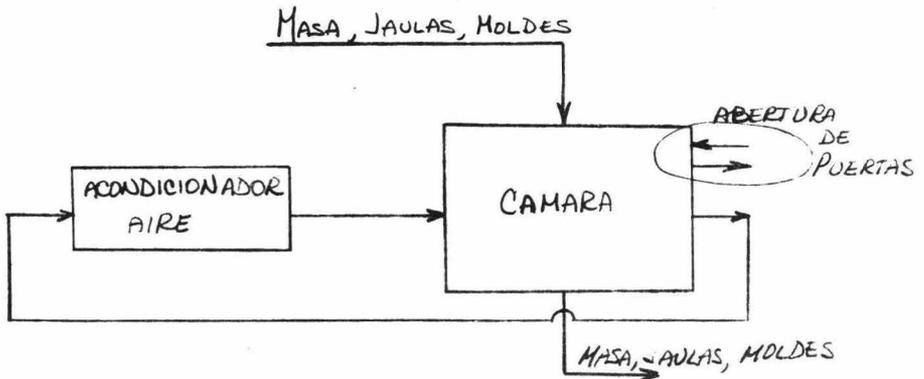
Ancho = 17.6 ft, (5.35 m)

Alto = 7.97 ft, (2.62 m)

Volumen Interno =  $33.8 \times 17.6 \times 7.97 = 4,750 \text{ ft}^3, (144 \text{ m}^3)$

### Balace Térmico:

Considérese el diagrama:



El siguiente balance dará como resultado el requerimiento de calor o la capacidad del equipo de humidificación, contando inclusive con las pérdidas de calor debidas al introducirse corrientes de aire más frío y seco en las aberturas de las puertas y debidas en una mínima parte a las rendijas existentes.

Base del Proceso = 1 hora = Tiempo de Probado

$$\begin{aligned}
 & MC_{pM} t_{1M} + NC_{pN} t_{1N} + mC_{pm} t_{1m} + \Delta H_e = \\
 & MC_{pM} t_{2M} + NC_{pN} t_{2N} + mC_{pm} t_{2m}
 \end{aligned}$$

Donde:

- M = Masa total de las jaulas a máxima capacidad
- N = Masa total de moldes
- m = Masa de las hogazas
- t<sub>1</sub> = Temperatura a la entrada
- t<sub>2</sub> = Temperatura a la salida
- C<sub>pM</sub> = Cp Material de las jaulas

$C_{pN}$  =  $C_p$  Material de los moldes

$C_{pm}$  =  $C_p$  Masa de pan

$\Delta H'_e$  = Requerimiento de energía de la cámara.  
ra.

Se tomará en cuenta que las jaulas utilizadas tienen las características standard, es decir, son de hierro galvanizado con 10 niveles o parrillas para moldes con un peso total promedio de 235 Kg = 518 lb.

Por lo tanto :

$$M = 25 \times 518 = 12,950 \text{ lb} = \text{Peso Total de Jaulas}$$

Los moldes para panificación son de lámina de acero con un baño de silicón, cada molde para pan de sandwich que es el más utilizado pesa 12.4 lb = 5.6 Kg. Se sabe que de acuerdo a las dimensiones del molde se colocan 40 moldes por jaula.

Por consiguiente :

$$12.4 \times 40 \times 25 = 12,400 \text{ lb} = \text{Peso total de moldes}$$

Para obtener un pan de caja del tamaño grande esta blecido en el mercado (de acuerdo a la S.I.C.) es necesario depositar un promedio de 1.76 lb (0.8 Kg) de masa por unidad lo que da 1,000 moldes con 8.81 lb. cada uno (4 Kg), ya que cada molde tiene 5 cavidades.

Así se tiene:

$$m = 1,000 \times 8.81 = 8,810 \text{ lb} = \text{Peso total de la masa.}$$

$t_{1M}$  se considera igual a  $t_{1N}$  ya que moldes y jau las están expuestos al mismo medio ambiente, muchas veces sucede que el molde está tibio al introducirse a la cá- mara, ya que no ha tenido tiempo suficiente para enfriarse después de vaciado cuando se ha tenido un ciclo completo en el proceso, es decir, que el molde entra por segunda vez a la cámara, sin embargo se diseña para la condición crítica que representa el molde "frío".

$t_1$  será entonces la temperatura promedio registra da dentro de una "nave" propia para una área de panifica ción, con cierto número de hombres trabajando y áreas re lativamente calientes como son las de los hornos. Cuando

la temperatura exterior ambiente es de  $38.3^{\circ}\text{F}$  (recordar condiciones de invierno).

Por lo tanto :

$$t_1 = 66^{\circ}\text{F}$$

La  $t_1$  que registrará para la hogaza será distinta de la correspondiente a jaulas y moldes, ya que  $t_{1m}$  es en general  $68^{\circ}\text{F}$  debido al trabajo recibido.

$$t_{1m} = 68^{\circ}\text{F} = \text{Valor generalmente usado en panificación.}$$

Para fines prácticos y de diseño se tomará  $t_{2N} = 101^{\circ}\text{F}$ , ya que tienen buena conductividad y la lámina es muy delgada, por lo que es muy probable que se acerquen al valor de  $102^{\circ}\text{F}$  que es la temperatura de bulbo seco del aire.  $t_{2M}$  será menor que  $t_{2N}$ , ya que dentro de los perfiles de la estructura habrá un gradiente de temperatura desde la superficie al centro. No se puede conocer el valor promedio exacto de  $t_{2M}$ , pero se sabe que es menor a  $t_{2N}$ , ya que es probable que tengan, las jaulas, una capa de pintura o

grasa que representa una resistencia al paso del calor. En base a lo anterior y para fines prácticos

$$t_{2M} = t_{2N} = 97^{\circ} \text{F} \text{ (Base de Diseño)}$$

Se han hecho experimentos por medio de termopares y se observó que mientras la temperatura en la superficie de la hogaza era de  $100^{\circ} \text{F}$ , en el centro solo se tuvo  $86^{\circ} \text{F}$  ( $100^{\circ} \text{F}$  ya que hay un gradiente a través de la pared del molde, la temperatura fuera del molde es  $102^{\circ} \text{F}$ ).

$$t_{2m} = \frac{100 + 86}{2} = 93^{\circ} \text{F} = \text{Temperatura Promedio Hogaza}$$

$$C_{pM} \left| \begin{array}{l} t_1 \\ t_2 \end{array} \right. = 0.11 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} \quad \text{No hay diferencia considerable Hierro galvanizado}$$

(5)

$$C_{pN} \left| \begin{array}{l} t_1 \\ t_2 \end{array} \right. = 0.10 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} \quad \text{Lámina acero}$$

$$C_{pm} \left| \begin{array}{l} t_{1m} \\ t_{2m} \end{array} \right. = 0.74 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} \quad (6)$$

Se debe tomar en cuenta un 0.3% de pérdida de peso

so durante el probado debido principalmente a la fermentación.

Substituyendo los valores en la ecuación general del balance, tenemos:

$$12,950 \text{ lb} \times 0.11 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 66^\circ\text{F} = MC_{pM}t_{1M} = 94,000 \text{ Btu}$$

$$12,400 \text{ lb} \times 0.10 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 66^\circ\text{F} = NC_{pN}t_{1N} = 82,000 \text{ Btu}$$

$$8,810 \text{ lb} \times 0.74 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 68^\circ\text{F} = mC_{pm}t_{1m} = 444,000 \text{ Btu}$$

\_\_\_\_\_

620,000 Btu

$$12,950 \text{ lb} \times 0.11 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 97^\circ\text{F} = MC_{pM}t_{2M} = 138,000 \text{ Btu}$$

$$12,400 \text{ lb} \times 0.10 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 97^\circ\text{F} = NC_{pN}t_{2N} = 125,000 \text{ Btu}$$

$$(8810-29.4)\text{lb} \times 0.74 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times 93^\circ\text{F} = mC_{pm}t_{2m} = 604,000 \text{ Btu}$$

\_\_\_\_\_

867,000 Btu

$$620,000 \text{ Btu} + \Delta H'_e \text{ (Btu)} = 867,000 \text{ Btu}$$

$$\therefore \Delta H'_e = 247,000 \text{ Btu}$$

Sin pérdidas por aberturas.

## Cálculo de Pérdidas en Aberturas

Entalpía aire ambiente fuera de la cámara =  $H'_0$

$$H'_0 = (0.24 + 0.45 Y'_0) (t_0 - 32) + \lambda_0 Y'_0$$

Donde:

$$Y'_0 = 0.0115 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{lb aire seco}}$$

De acuerdo a condiciones ambientales fuera de la cámara, críticas en verano.

$$t_0 = 66^\circ \text{ F}$$

$$t_{\text{base}} = 32^\circ \text{ F}$$

$$\lambda_0 = \text{Calor latente de vaporización H}_2\text{O a } t_{\text{base}} =$$

$$\lambda_0 = 1075.2$$

$$H'_0 = [0.24 + 0.45 (0.0115)] 34 + 1075.2 (0.0115)$$

$$H'_0 = 8.33 + 12.36 ; H'_0 = 20.69 \frac{\text{Btu}}{\text{lb mezcla}}$$

El aire dentro de la cámara tiene una entalpía =  $H'_1$

$$t_1 = 102^\circ \text{ F} ; Y'_1 = 0.0545 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{lb aire seco}}$$

$$Y'_1 = \text{Corresponde a } t_{\text{BS}} = 102^\circ \text{ F y } 90\% \text{ Hr}$$

$$H'_1 = [0.24 + 0.45 (0.0545)] 70 + 1075.2 (0.0545)$$

$$= (0.2645) \quad 70 + 58.7 = 18.5 + 58.7 ;$$

$$H_i = 77.2 \quad \frac{\text{Btu}}{\text{lb mezcla}}$$

Por experimentación en la práctica se ha visto que se obtienen los mejores resultados en cuanto a calidad del producto tomando en cuenta sus características recirculando 200 ft<sup>3</sup>/minuto de aire por cada jaula standard.

200 x 25 = 5,000 ft<sup>3</sup>/minuto, que será la capacidad del ventilador

$$\frac{4,750 \text{ ft}^3 \text{ Volumen de la Cámara}}{4,750} ; \quad \frac{5,000}{4,750} =$$

= 1.025 veces se renovará el volumen total por minuto.

Para calcular las pérdidas por aberturas de puertas, se considerará lo siguiente:

Capacidad; 25 jaulas, 2 aberturas por jaula, en una hora tenemos 50 aberturas. Si se toman en cuenta 3 aberturas "inútiles", únicamente para observar el desarrollo del producto, es decir que no entra ni sale ninguna jaula, se tiene en total 53 aberturas por hora.

De acuerdo a un estudio de tiempos se tiene que cada abertura dura 14 segundos como promedio, con lo que se tiene:

$$53 \times 14 \times \frac{1}{60} = 12.4 \text{ minutos} \quad \text{que estaría una puerta abierta en una hora}$$

Como no existe sistema o fórmula alguna para calcularlo exactamente dadas las circunstancias del caso, para asentar la siguiente base de diseño se toman en cuenta las variaciones observadas en los registros gráficos de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo debidas a aberturas de puertas en cámaras similares a las del diseño, así como en el flujo de aire y la duración de una abertura. Por consiguiente se considerará que una abertura de puerta provoca una corriente de aire que afecta el 10% del volumen de la cámara.

$$\frac{12.4}{60} \times 0.1 = 0.0207 ; \quad \text{Esto es, en una hora las pérdidas serán equivalentes al 2.07 \% del volumen recirculado en una hora.}$$

$$5,000 \frac{\text{ft}^3}{\text{Min.}} \times 60 \text{ minutos} \times 0.0207 = 6,200 \text{ ft}^3$$

Utilizando los valores de entalpías y  $v_H$  se tiene:

La pérdida de  $H_2O$  y calor será:

$$v_H \left| \begin{array}{l} \text{aire } 66^\circ\text{F} \\ Y' = 0.0115 \end{array} \right. = \left( \frac{1}{28.97} + \frac{0.0115}{18.02} \right) 359 \times \frac{66 + 460}{492} \times \frac{1}{0.77}$$

$$v_H \downarrow = (0.0345 + 0.000632) 359 \times 1.07 \times 1.3 = 17.55 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb.}}$$

aire ambiente fuera de la cámara

$$v_H \left| \begin{array}{l} 102^\circ\text{F} \\ Y' = 0.0545 \end{array} \right. = \left( \frac{1}{28.97} + \frac{0.0545}{18.02} \right) 359 \frac{102 + 460}{492} \times \frac{1}{0.77} =$$

$$= (0.0345 + 0.003025) 359 \times 1.3 \times 1.145$$

$$v_H = 20 \text{ ft}^3/\text{lb} \text{ Dentro de la Cámara}$$

Por lo tanto, en la corriente de aire hacia afuera,

$$\frac{6,200 \text{ ft}^3/\text{hr}}{20 \text{ ft}^3/\text{lb}} = 310 \text{ lb/hr con una entalpía, } H'_1 = 77.2 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.}}$$

$$\text{Calor que se pierde} = 310 \times 77 = 23,800 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

En corriente hacia adentro se tiene:

$$\frac{6,200}{17.55} = 361 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \text{ con entalpía, } H'_0 = 20.69 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.}}$$

Calor entrando a la cámara en la corriente "fría",

$$361 \times 20.69 = 7480 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Haciendo el balance tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{23800 - 7480}{\phantom{=}} &= \Delta H_{eA} = \\ &= 15,320 \text{ Btu/hr. Requeridos por aberturas.} \end{aligned}$$

Considerando 10,100 Btu/hr por pérdidas en paredes. (0.25 %)

En cuanto al agua se tiene:

H<sub>2</sub>O que se pierde;

$$\frac{6,200}{20} = 310 \frac{\text{lb aire}}{\text{hr.}}; 310 \times 0.0545 =$$

$$= 16.9 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{hr.}}; \text{ Saliendo}$$

$$361 \times 0.0115 = 4.15 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{hr.}} \text{ Entrando con aire frío}$$

16.9 - 4.15 = 12.75 lb/hr de agua, deben suministrarse en el humidificador para compensar la pérdida por corrientes de aire.

Considerando que la pérdida del 0.3 % en peso que sufre la masa durante el probado es exclusivamente de pro

ductos de la fermentación, por lo tanto en el balance de agua no se toma en cuenta la masa.

Resumiendo:

El "make up" de  $H_2O$  será de 12.75 lb/hr. a régimen constante. Este gasto de agua será mayor cuando se "arranca" la cámara ya que habrá una condensación de humedad al tocar el aire humidificado las paredes de los ductos y de la cámara los cuales estarán más fríos en el inicio.

El calor total requerido será entonces la capacidad que deberá tener el equipo.

$$10100 + 247000 + 15320 = 272,420 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} = \Delta H_e$$
$$\Delta H_e + \Delta H_{eA} = \Delta H_{eT}$$

Cálculo de la Temperatura de Bulbo Seco del Aire que sale del Humidificador. (entran do a la cámara)

Datos:

$$5,000 \text{ ft}^3 \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr.}} = 300,000 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr.}}; \text{ Base proceso} = 1 \text{ Hr.}$$

$$v_H \left| \begin{array}{l} 102^\circ\text{F} \\ 90\% \text{ Hr} \end{array} \right. = 20 \frac{\text{ft}^3 \text{ mezcla}}{\text{lb aire}}$$

$$Y' = \text{Humedad Absoluta} = 0.0545 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{lb Aire Seco}}$$

$$\Delta H_{eT} = 272,420 \text{ Btu}$$

$$\text{Temperatura Base} = 32^\circ\text{F}$$

El calor suministrado al aire humidificado será por medio de radiadores que funcionarán con vapor de servicio.

$$\text{El aire se calentará a } Y' = \text{Cte} = 0.0545 \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{lb Aire Seco}}$$

$$\frac{300,000 \text{ ft}^3 \text{ Mezcla}}{20 \frac{\text{ft}^3 \text{ Mezcla}}{\text{lb Aire}}} = 15,000 \text{ lb Aire Recirculado}$$

$$20 \frac{\text{ft}^3 \text{ Mezcla}}{\text{lb Aire}}$$

La entalpía del aire dentro de la cámara en condiciones de proceso debe ser de acuerdo a la ecuación:

$$H' = (0.24 + 0.45 Y') (t - 32) + \lambda_o Y' \text{ (treybal Cap.7)}$$

Donde:

$$0.24 = \text{Cp Aire a } 102^\circ\text{F}$$

$$0.45 = \text{Cp Vapor H}_2\text{O}$$

$$\lambda_o = \text{Calor Latente de Vaporización } \left( \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

$$\lambda_o = 1075.2 \text{ Btu/lb, Agua a } 32^\circ\text{F Temperatura Base}$$

$$Y' = 0.0545$$

$$H' = 77.2 \frac{\text{Btu}}{\text{lb Aire}}$$

$$\frac{272,420 \text{ Btu requeridos}}{15,000 \text{ lb Aire Recirculado}} = 18.2 \frac{\text{Btu}}{\text{lb Aire}}$$

Es decir, que por cada libra de aire que se recircula se requiere un gradiente de entalpía de 18.2 para satisfacer la demanda de 272,420 Btu, entonces:

$$\Delta H' = 18.2 ; H'_{102} = 77.2 ; H' = 77.2 + 18.2 = 95.4 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.}}$$

a X temperatura.

Despejando t, se tiene:

$$H' = 95.4 = \left[ 0.24 + 0.45 (0.0545) \right] (t-32) + 1075.2(0.0545)$$

x temp.

$$95.4 = (0.2645) (t-32) + 58.7 ; t = 32 + \frac{36.7}{0.2645}$$

t = 171°F : (Condición Crítica) a máxima carga.

### Cálculo del Sistema de Esparado

De acuerdo al standard general, para el esparado se recomienda una velocidad en el flujo del aire de 500 ft/min.

a través del área del humidificador. (5)

$$\text{Por consiguiente, } \frac{5,000 \text{ ft}^3/\text{min.}}{\text{Area}} = 500 \frac{\text{ft}}{\text{min.}}; \frac{\text{Area} = 10 \text{ ft}^2}{\text{min.}}$$

Se diseña para 3 bancos de espreas de acuerdo a las especificaciones de diseño (1) ya que así se asegura una eficiencia en la humidificación, para este caso en particular de 100 %, además de que se asegura la eliminación de algún mal olor que pudiera contener el aire, se usará el tipo más común de espreas, es decir, el espreado a presión con "hol low - cone" boquillas.

Se recomienda utilizar espreas con capacidad de 1.25 Gal. cuyo diámetro de orificio es 0.218 in. con un min. ángulo de espreado de 83° a una presión (de líquido) de 10 lb/in<sup>2</sup>. (5)

Con el fin de minimizar el costo del lavador de aire se selecciona un área de forma cuadrada ya que es la que ofrece la mayor superficie (transversal) con el mínimo de pe

rímetro que es lo que representa el material de construcción.

Considerando que la eficiencia de saturación o factor de contacto decrece a medida que aumenta la velocidad, esta eficiencia se determinará por varias características del espreado y de la velocidad del aire, entre las cuales se cuentan el número de bancos y la presión del agua en las boquillas; a una presión dada, la cantidad de agua puede variarse en un rango amplio resultando un pequeño cambio en el factor de contacto. Lo anterior se obtiene con diferentes combinaciones de tamaños y número de orificios.

La densidad de espreado en humidificación varía de 2.25 a 3.0 GPM x ft<sup>2</sup> dependiendo del número y tamaño de espreas. (1)

Con lo anterior y utilizando la tabla 63, pág. 1 - 136 Carrier Handbook se tiene que:

Con 2 bancos contracorriente se obtiene una eficiencia

cia de saturación de 99% a una velocidad de viento de 300 ft/minuto para boquillas de 0.25 in. a una presión de 25 psig. y 3 GPM/ft<sup>2</sup> cada una.

Resumiendo se tiene:

$$\text{Area} = 10 \text{ ft}^2$$

$$\text{Velocidad de Viento} = 500 \text{ ft/minuto}$$

3 bancos de Espreado

$$\text{Densidad de Espreado} = 2.5 \text{ GPM/ft}^2 \text{ (Carrier)}$$

De Donde;

$$2.5 \times 10 = 25 \text{ GPM por banco} = \text{Gasto de agua}$$

$$25 \times 3 = 75 \text{ GPM} = \text{Gasto agua total espreada.}$$

De acuerdo a la tabla 18-16 Perry se tiene:

Espreas de 1.25 GPM, Diámetro orificio = 0.218 in.

Angulo 83°

Presión H<sub>2</sub>O, 10 lb/in<sup>2</sup>

$$\frac{25 \text{ GPM} \times \text{Banco}}{1.25} = 20 \text{ Espreas por banco}$$

1.25 GPM x esprea

Total 60 Espreas.

Observar que con 3 bancos se tiene un equipo con un rango aceptable para asegurar un 100% de eficiencia aún en caso de que alguna esprea sea obstruída y la velocidad de viento mayor a la normalmente usada para un 99 % de eficiencia.

### Limpieza del Agua de Espreado (Carrier,6-38)

Con el fin de asegurar una operación adecuada del espreado se colocará una malla a la entrada de la bomba, esta malla bastará con sólo ser de una abertura ligeramente menor al diámetro del orificio de las espreas, existen accesos más complicados para limpieza, sin embargo, para este caso no son necesarios ya que se tendrá un circuito cerrado y las impurezas que pueda contener el aire sólo será un mínimo de polvo que ocasionalmente se encuentre en el ambiente así como pequeñas partículas de harina de polveo que se desprendan de las piezas de pan.

## Cálculo de la Bomba y Red de Agua

Como se vio anteriormente nuestra área será de 10 ft<sup>2</sup> lo que da, de acuerdo a su forma cuadrada, una dimensión a lo ancho de 3.15 ft.

De acuerdo a las recomendaciones de diseño del Carrier Handbook en español página 293, tendremos el primer banco de espreas a 1.5 ft de la rejilla de entrada del aire, una distancia de 1 ft entre los primeros 2 bancos de acuerdo a la velocidad de viento, gasto y presión de agua en las boquillas. No existe regla para calcular lo siguiente, sin embargo se hace como base de diseño tomando en cuenta las condiciones del proceso y las dimensiones recomendadas para los 2 primeros bancos.

Distancia entre 2o. y 3er. banco = 1.5 ft

Distancia entre 3er. banco y rejilla  
de salida = 2 ft

Con lo que se tiene una distancia de 6 ft a lo largo de la sección de espreado.

De acuerdo a lo anterior se tendrá un tanque de agua de 3.5 ft de ancho y 6 ft de largo, la profundidad del tanque se fijará de acuerdo a:

- 1). Gasto de agua requerido 1.54 GP Hr (12.75 lb/hr)
- 2). Profundidad suficiente para cubrir un serpentín el cual se utilizará para calentamiento.
- 3). Profundidad suficiente para permitir el uso de un flotador que accione la válvula de "make up".

El tanque será entonces de las siguientes dimensiones:

Ancho 3.15 ft

Largo 6.0 ft

Prof. 0.74 ft

Area 18.07 ft<sup>2</sup>

Capacidad = 13.4 ft<sup>3</sup> = 100 Gal.

Se tendrán 5 niveles de descarga, sin embargo se toma el nivel de las espreas a la altura media entre la más alta y la más baja, es decir, a 2.6 ft del plano base de la bomba, esto se utilizará para efectos del "bernoulli" y determinar el head necesario. (Ver Diagrama A)

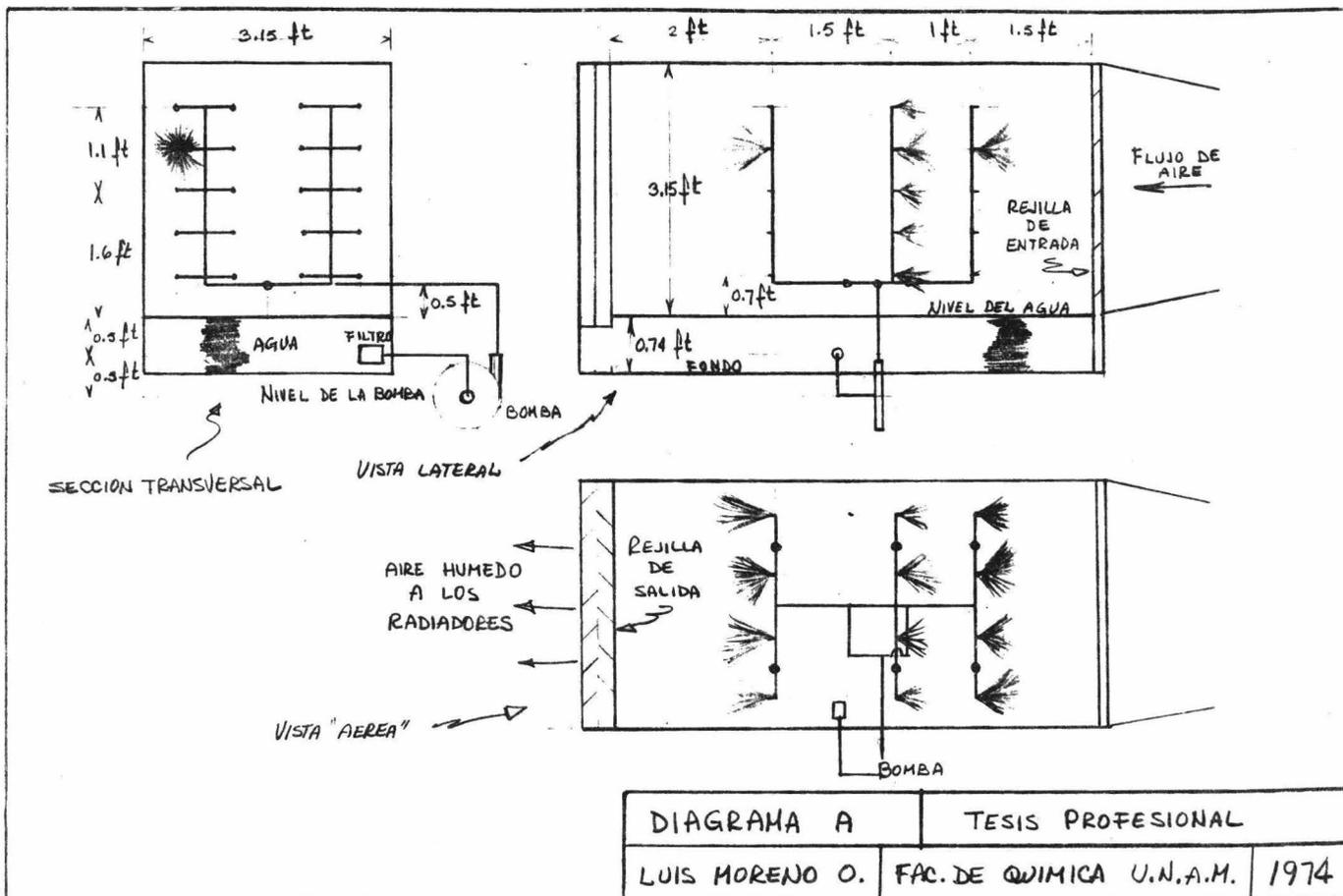


DIAGRAMA A	TESIS PROFESIONAL	
LUIS MORENO O.	FAC. DE QUIMICA U.N.A.M.	1974

$$N_{Re} = \frac{0.1722 \times 7.17 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 11.4 \times 10^4 : \text{Entrada bomba}$$

y salida bomba  
hasta entrada ca  
bezal.

$$N_{Re} = \frac{0.1722 \times 3.58 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 5.7 \times 10^4 : \text{Dos ramas del } ca$$

bezal.

$$N_{Re} = \frac{0.1722 \times 2.38 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 3.77 \times 10^4 : \text{Tubo inferior } ra$$

males 1 y 3 .

$$N_{Re} = \frac{0.1722 \times 1.19 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 1.88 \times 10^4 : \text{Tubo ramal 2}$$

(2 tramos).

$$N_{Re} = \frac{0.1150 \times 2.675 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 2.88 \times 10^4 : \text{Tubos cabezales}$$

de espreado ban  
cos 1, 2 y 3 .

$$N_{Re} = \frac{0.0518 \times 1.32 \times 62}{6.72 \times 10^{-4}} = 6.28 \times 10^3 : \text{Tubo individual}$$

por esprea.

$$N_{Re} = \frac{\Delta \rho \cdot d \cdot v}{\mu}$$

;

$$h_L = \frac{f L U^2}{D 2g}$$

De acuerdo a la fórmula de Darcy se calcula la caída de presión expresada en ft de fluido. De acuerdo a las 7 secciones indicadas en la tabla.

$$h_{L1} = \frac{0.027 \times 12.2 \times (7.17)^2}{0.1722 \times 2 \times 32.2} = \frac{16.95}{11.1} = 1.53$$

$$h_{L2} = \frac{0.027 \times 8.9 \times (7.17)^2}{0.1722 \times 64.4} = \frac{12.3}{11.1} = 1.11$$

$$h_{L3} = \frac{0.0282 \times 21.4 \times (3.58)^2}{0.1722 \times 64.4} = \frac{7.71}{11.1} = 0.695$$

$$h_{L4} = \frac{0.292 \times 11.8 \times (2.38)^2}{11.1} = \frac{1.96}{11.1} = 0.18$$

$$h_{L5} = \frac{0.0308 \times 11 \times (1.19)^2}{11.1} = \frac{0.48}{11.1} = 0.043$$

$$h_{L6} = \frac{0.0315 \times 102.9 \times (2.675)^2}{0.1150 \times 64.4} = \frac{22.9}{7.4} = 3.1$$

$$h_{L7} = \frac{0.04 \times 216 \times (1.32)^2}{0.0518 \times 64.4} = \frac{15.1}{3.33} = 4.55$$

$$\sum h_L \Big|_7 = 9.7$$

Aplicando un Bernoulli, tomando como base el eje de la bomba se tiene:

$$h_E = 1 \text{ ft} + 144 \frac{11.3}{62.0} - h_{LE} = 1 + 26.3 - h_{LE}$$

$$P_{ATM} = 11.3 \text{ lb/in}^2 \text{ (Ciudad de México)}$$

$$h_S = 2.6 + 144 \frac{21.3}{62.0} + h_{LS} = 2.6 + 49.5 + h_{LS}$$

Donde:

$h_E$  = head a la entrada

$h_S$  = head a la salida

$h_{LE}$  = pérdida por fricción a la entrada

$h_{LS}$  = pérdida por fricción a la salida (calculada).

$$h_S - h_E = (2.6 - 1) + (49.5 - 26.3) + h_{LE} + h_{LS}$$

$$h_S - h_E = 1.6 + 23.2 + 1.53 + 9.7 = 36.03 \text{ ft de fluido}$$

Por consiguiente, es necesaria una bomba con capacidad de 75 GPM y un head de 36 ft de fluido para trabajar con agua a 100°F. (100 % eficiencia).

Los resultados se concentran en la Tabla A.

T A B L A A

Dimensión Sección	$D_N$ (IN)	$D_i$ (ft)	AREA (ft <sup>2</sup> )	GASTO (GPM)	GASTO (ft <sup>3</sup> /seg)	U (ft/seg)	$\Delta P_{100}$ (lb/in <sup>2</sup> )	LONG. RECTA. (ft)	Nº DE CODOS O "TES"	LONG. EQUIV. COLUMNNA ANTERIOR (ft)	LONG. TOTAL (ft)	$N_{RE}$	$\epsilon/D_o$	$f$
Entrada bomba	2	0.1722	0.0233	75	0.1675	7.17	4.4	2	2 (90°)	10.2	12.2	$11.4 \times 10^4$	0.003	0.0270
Salida bomba → Entrada cabezal	2	0.1722	0.0233	75	0.1675	7.17	4.4	3.8	1	5.1	8.9	$11.4 \times 10^4$	0.003	0.0270
Cabezal, únicamente las 2 ramas	2	0.1722	0.0233	37.5	0.0841	3.58	1.2	1	2 (90°) + 1 T	10.2 + 10.2	21.4	$5.7 \times 10^4$	0.003	0.0282
Tubo inferior ramales 1 y 3	2	0.1722	0.0233	25	0.0557	2.38	0.561	1.6	2	10.2	11.8	$3.77 \times 10^4$	0.003	0.0292
Tubo ramal 2 (2 tramos)	2	0.1722	0.0233	12.5	0.0278	1.19	0.104	0.8	2*	10.2	11.0	$1.88 \times 10^4$	0.003	0.0308
Tubos cabezales espreado total bancos 1, 2 y 3	1/4	0.1150	0.1040	12.5	0.0278	2.675	1.2	3.4 % 20.4 TOT.	2 12	6.9 82.5	89.4	$282 \times 10^4$	0.0047	0.0315
Tubo Individual por esprea	1/2	0.0518	0.00211	1.25	0.0028	1.32	1.0	0.5 % 30 TOT.	17 % 20	2.10 186	2.60 216	$6.28 \times 10^4$	**	

Agua a 102° F:  $\rho_{1020} = 62 \text{ lb/ft}^3$ ;  $\mu = 6.72 \times 10^{-4} \text{ lb/ft-seg}$ :  
: 1 GPM = 0.00223 ft<sup>3</sup>/seg.

Se calcula  $N_{Re}$  para cada uno. Luego  $\frac{\epsilon}{D_o}$  y  $f$ ;  $\frac{\epsilon}{D_o}$   
para hierro galvanizado.

\* Ya que se considera 2 codos para ramales 1 y 3  
y realmente son 2 T como 4 codos.

\*\* Se usa la Tabla A - 25 Crane leyendo directa  
mente  $f$  teniendo como datos  $N_{Re}$  y  $D_N$  en pulgadas.

## Ductos:

Para la circulación adecuada dentro de la cámara se considera que el aire acondicionado entra por el centro del techo, ya que por razones de espacio y funcionalidad se tendrá el humidificador en la parte superior. El aire, así dentro de los ductos seguirá una trayectoria descendente y hacia los lados.

Para indicar lo anterior se utilizan los diagramas 1, 2, 3 y 4 correspondientes.

El camino del aire ya dentro de la cámara (fuera de los ductos de suministro) será en dirección ascendente por succión ya que habrá una presión negativa a la entrada de los ductos de retorno además que un movimiento por convección ayudará a ello.

Los ductos de retorno se colocarán en el techo en 6 hileras, cada una de las cuales estará arriba de cada ramal de suministro, estos ductos tendrán las rejillas de entrada a los lados de los mismos.

### Diseño de los Ductos:

De acuerdo a lo anterior y a los diagramas, se tienen 3 niveles a los cuales se colocarán los ductos de suministro, se designan con las literales a, b y c.

Para tener una atmósfera lo más uniforme posible se diseñan los ramales del nivel a, para una capacidad 1.5 veces la correspondiente a los niveles b y c, esto es con el fin de evitar una acumulación de calor hacia la parte superior de la cámara.

### Balance de Materia:

#### Base 1 minuto:

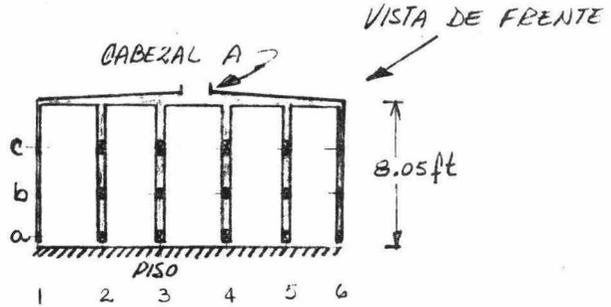
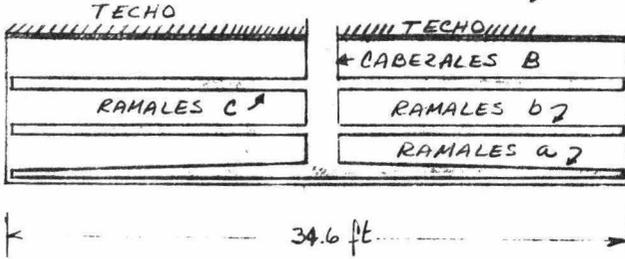
Cabezal a : Entrada = Salida = 5,000 ft<sup>3</sup>

1 entrada 6 salidas 4 de la misma sección transversal  $\propto ft^2$   
2 de la misma sección transversal  $\frac{1}{2} \propto ft^2$

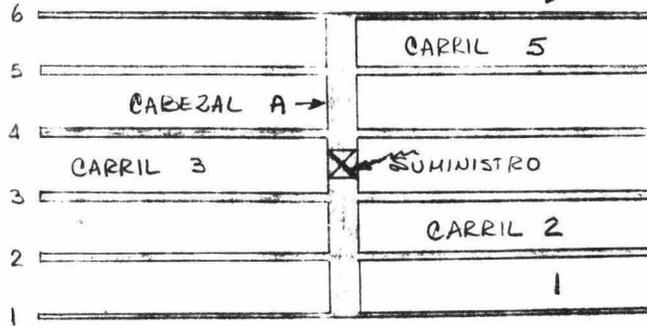
Para efectos de cálculo se consideran 5 cabezales b de las mismas dimensiones.

DUCTOS :

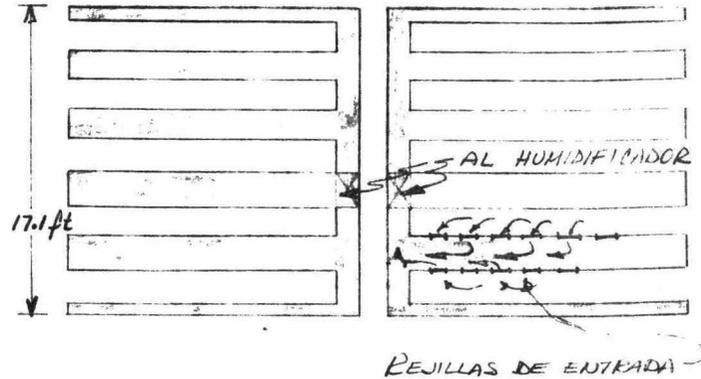
SUMINISTRO ; VISTA LATERAL



VISTA AEREA SUMINISTRO



DUCTOS DE RETORNO VISTA "AEREA"



$$\frac{5,000 \text{ ft}^3}{5} = 1,000 \text{ ft}^3 \text{ por cada cabezal B}$$

1 cabezal B suministra aire para 2 ramales C + 2 ramales b + 2 ramales a.

Por lo tanto,

$$1,000 \text{ ft}^3 = 4y \text{ ft}^3 + 2(1.5y) \text{ ft}^3 = 7y \text{ ft}^3; y = \frac{1,000}{7} \text{ ft}^3$$

$$y = 143 \text{ ft}^3; \quad \text{Ramales c y b} \Rightarrow 143 \text{ ft}^3$$

$$\text{Ramales a} \Rightarrow 215 \text{ ft}^3$$

Con lo que se tiene en total:

1	Cabezal A	17.1	ft	Largo
4	Cabezales B de 1,000 ft <sup>3</sup> cada uno	8.0	ft	"
2	Cabezales B de 500 ft <sup>3</sup>	"	"	"
8	Ramales C de 143 ft <sup>3</sup>	17.0	ft	"
4	Ramales C de 71.5 ft <sup>3</sup>	"	"	"
8	Ramales b de 143 ft <sup>3</sup>	"	"	"
4	Ramales b de 71.5 ft <sup>3</sup>	"	"	"
8	Ramales a de 214 ft <sup>3</sup>	"	"	"
4	Ramales a de 107 ft <sup>3</sup>	"	"	"

Altitud Ciudad de México 7,400 ft.

Se calcularán las dimensiones de los ductos de acuerdo al método de recuperación de presión estática.

Se toma en cuenta lo siguiente:

La velocidad inicial en la conducción principal estará influenciada por el número de horas de operación, esto es con el fin de obtener un balance económico entre la inversión y costo de operación. Bajas velocidades de aire en la conducción principal y el cabezal de distribución son recomendables para 24 horas de operación.

Ya que el equipo no presentará el problema de espacio se decide por una velocidad de 2,000 ft por minuto en la conducción principal y el cabezal A, (de acuerdo a la Tabla Pág. 2-52 Carrier Handbook).

A una velocidad menor se tendrán ductos de mayor tamaño y se evitará el problema de vibración y ruido.

$$\frac{5,000 \text{ ft}^3/\text{min.}}{2,000 \text{ ft}^3/\text{min.}} = 2.5 \text{ ft}^2 \text{ área de la sección transversal}$$

Se decide por una sección de forma más o menos cuadrada por el costo de acuerdo a la "razón de aspecto" lo que da:

$$2.5 \times 144 = 360 \text{ in}^2 \text{ ó un ducto de } 20 \times 18 \text{ in. de lado.}$$

De acuerdo a las dimensiones de la cámara y a la ubicación del humidificador, así como de la entrada al cabezal principal se tiene una conducción de 12 ft de tramo recto más 2 codos de 90° los cuales serán de una relación  $R/D = 1.25$  ;  $W/D = 1$  que equivale a una longitud de 7 ft cada uno. Tabla (12) página 2-44 Carrier Handbook,

$$(7 \times 2) + 12 = 26 \text{ ft} \quad \text{Longitud equivalente de la conduc} \\ \text{ción desde el ventilador* hasta en} \\ \text{trada cabezal "A".}$$

De acuerdo a la gráfica página 2-59 Carrier se tiene un factor de corrección para la pérdida de presión por fricción. Este factor depende de la altura sobre el nivel del mar y de la temperatura de trabajo.

$$\text{Corrección por altitud} \quad 0.75$$

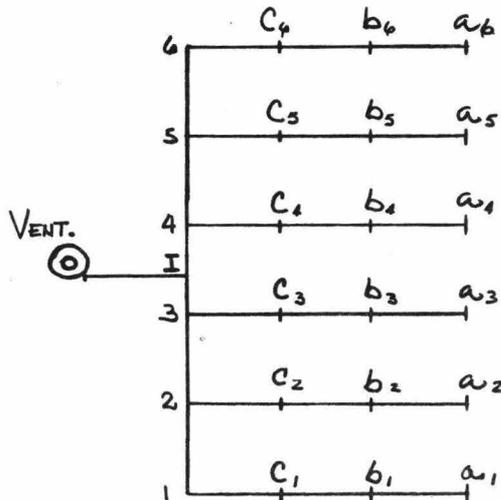
$$\text{Corrección por temperatura} \quad 0.84$$

$$\text{Corrección Combinada ; } 0.75 \times 0.84 = 0.63$$

T A B L A 13

SECCION	$\frac{ft^3}{min}$	Leg. ft	$\Delta p_{100}$	PERDIDA CORREGIDA (in H <sub>2</sub> O)	VELOC. ft/min	DUCTO
VENTILADOR A → I	5000	26	2.3	$\frac{26}{100} \times 2.3 \times 0.63 = 0.376$	2000	20" x 18"

Utilizando el ábaco para el dimensionado de las con-  
ducciones, según el método de recuperación estática (figu-  
ra 12-6, Carrier en español) y con ayuda del diagrama co-  
rrespondiente se obtienen los resultados contenidos en la ta-  
bla siguiente:



Sección	Long. Eq. ft.	Caudal ft <sup>3</sup> /min.	Velocidad ft/min.	Area ft <sup>2</sup>	Area in <sup>2</sup>	Tentativa Dimensiones largo x ancho in. x in.	Sección Simétrica (equivalente)
I-4	12.0	2500	2000	1.25	180.0	20 x 9	I-3
4-5	3.45	1500	1600	0.937	135.0	20 x 6.75	3-2
5-C <sub>6</sub>	16.45	500	1170	0.428	61.7	20 x 3.08	2-C <sub>1</sub>
C <sub>6</sub> -b <sub>6</sub>	2.5	357	755	0.475	68.7	20 x 3.44	C <sub>1</sub> -b <sub>1</sub>
b <sub>6</sub> -a <sub>6</sub>	2.5	213	560	0.381	55.0	20 x 2.75	b <sub>1</sub> -a <sub>1</sub>
5-C <sub>5</sub>	10.0	1000	1215	0.800	115.2	20 x 5.75	2-C <sub>2</sub>
C <sub>5</sub> -b <sub>5</sub>	2.5	714	1000	0.714	103.0	20 x 5.15	C <sub>2</sub> -b <sub>2</sub>
b <sub>5</sub> -a <sub>5</sub>	2.5	416	805	0.518	74.5	20 x 3.73	b <sub>2</sub> -a <sub>2</sub>
4-C <sub>4</sub>	10.0	1000	1530	0.655	94.1	20 x 4.72	3-C <sub>3</sub>
C <sub>4</sub> -b <sub>4</sub>	2.5	714	1200	0.596	85.8	20 x 4.29	C <sub>3</sub> -b <sub>3</sub>
b <sub>4</sub> -a <sub>4</sub>	2.5	416	900	0.464	66.8	20 x 3.34	b <sub>3</sub> -a <sub>3</sub>
Ramal en C <sub>6</sub>	16.5	71.5	855	0.083	12	4 x 3	en C <sub>1</sub>
Ramal en b <sub>6</sub>	16.5	71.5	687	0.104	15	5 x 3	en b <sub>1</sub>
Ramal en a <sub>6</sub>	16.5	107.0	640	0.167	24	8 x 3	en a <sub>1</sub>
Ramal en C <sub>5</sub> C <sub>4</sub>	16.5	143.0	1030	0.139	20	5 x 4	C <sub>2</sub> C <sub>3</sub>
Ramal en b <sub>5</sub> b <sub>4</sub>	16.5	143.5	1030	0.139	20	5 x 4	b <sub>2</sub> b <sub>3</sub>
Ramal en a <sub>5</sub> a <sub>4</sub>	16.5	214.0	855	0.25	36	9 x 4	a <sub>2</sub> a <sub>3</sub>

Se fijará como presión estática de operación 0.30 in. H<sub>2</sub>O\* sin caída de presión desde el cabezal "a" hasta el inicio de los ramales a, b, c en los cuales se considerará que tampoco habrá pérdida de presión a lo largo de ellos.

De acuerdo a las dimensiones de la cámara se tendrán 26 ft de ducto desde el ventilador hasta la entrada cabezal "a". La pérdida por fricción correspondiente a esa longitud y a la sección transversal es de 0.376 in. H<sub>2</sub>O.

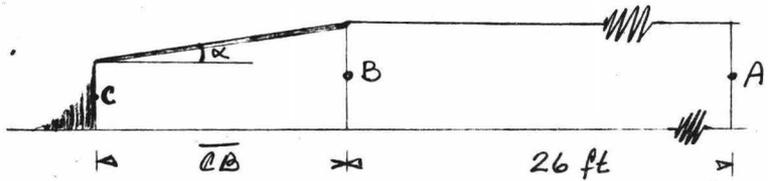
Siguiendo la recomendación de diseño del Carrier Handbook se tiene una recuperación de presión estática desde el ventilador hasta el inicio de la conducción principal, debido a un aumento en la sección transversal.

Para un flujo de 5,000 ft<sup>3</sup>/minuto el manual Ca-  
rrier recomienda una velocidad de 2,000 ft/minuto de ahí que se tenga en la conducción principal unas dimensiones de 18 in x 20 in.

\* Base de Diseño

Velocidad en B recomendada en manual = 2,000 ft/min.

$$\Delta p' \frac{BA}{BA} = 0.376 \text{ in H}_2\text{O}$$



Por base de diseño en el punto A que es la entrada al cabezal "A" se tiene 0.3 in H<sub>2</sub>O de presión estática.

En el punto B como ya se vio, se debe tener una presión de:

$$0.3 + 0.376 = 0.676 \text{ in H}_2\text{O}.$$

De acuerdo al ángulo  $\alpha$  y la longitud del tramo recomendado se tiene una sección en "C" que nos da una velocidad de 2,200 ft/minuto por lo tanto, de acuerdo a la fórmula de recuperación de presión estática se tiene:

(Pág.314 Ec.8 Carrier en español)

$$\Delta p' = 0.5 \left[ \left( \frac{2,200}{4,005} \right)^2 - \left( \frac{2,000}{4,005} \right)^2 \right] = 0.5 (0.3 - 0.25) = 0.025$$

Lo que indica que es necesario un ventilador que proporcione 5,000 ft<sup>3</sup>/minuto a

$$0.676 - 0.025 = 0.651 \text{ in H}_2\text{O}$$

CAPITULO IV

C O S T O S

## COSTOS

Para determinar el costo de la cámara se hará una división del mismo en cuatro puntos:

- I) Costo unidad de humidificación
- II) Costo instrumentación
- III) Costo "cascarón"
- IV) Costo ductos

### I) Costo Humidificador

Se hará el siguiente desglose para fijar el costo to tal:

- a) Costo del cuerpo o carcaza, material de construcción y mano de obra.
- b) Costo de la bomba y red de tubería espreado.
- c) Costo del ventilador.
- d) Costo de radiadores de calor, calentamiento aire húmeu

do.

- e) Costo del serpentín de vapor, válvula "make up" y flotador.

1) - a)

Pág.293 Carrier en español.

La envolvente se construye generalmente del calibre 18 U.S. el depósito de chapa de acero galvanizada calibre 16 U.S. ó 4.8 mm. (3/16 in.).

Si se emplea cobre la envolvente se construye con material de 30 onzas y el depósito con material de 36 a 40 onzas.

Tanto el depósito como la envolvente serán herméticos al agua con las juntas y las cabezas de los remaches soldados.

Los separadores de gotas son necesarios para eliminar el agua arrastrada por la corriente de aire, los tabiques o las pantallas perforadas son convenientes para garantizar una distribución uniforme del aire en toda la superfi-

cie.

Los separadores al final de la sección de esparado irán en posición vertical para facilitar el escurrimiento del agua.

Ya que la acción de lavado depende en gran parte de la superficie de contacto humedecida, los separadores deben espaciarse de 2.5 a 6.3 centímetros (1 a 2.5 in) entre sí. Para una construcción normalizada en hierro galvanizado se construyen con plancha de calibre 24 a 20 y en cobre con plancha de 16 a 18 onzas.

Cantidad de Material:

Area Carcaza:

$$6 \times 3.9 \times 2 + 6 \times 3.15 \times 2 = 84.6 \text{ ft}^2$$

lateral + techo y base

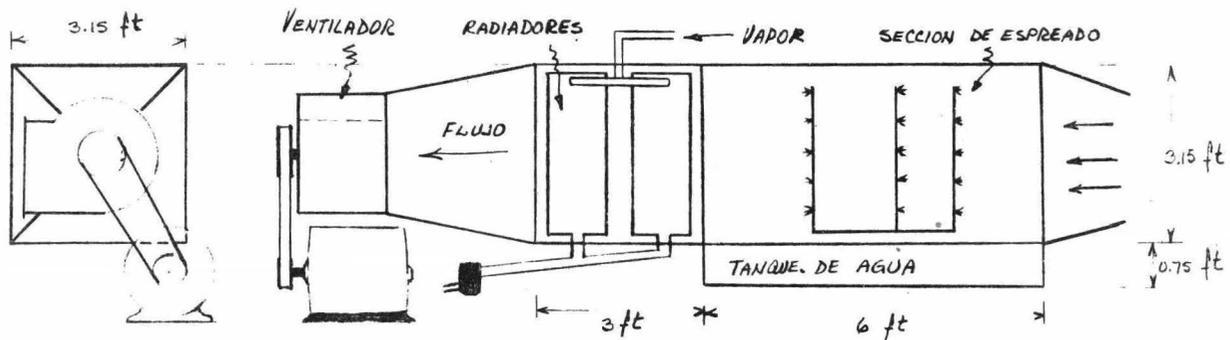
Sección Radiadores:

$$3 \times 3.15 \times 4 = 37.8$$

150 ft<sup>2</sup> Placa de acero galvanizado

Calibre 16, (3/16 in).

} 122.4 es necesario,  
( 144 ft<sup>2</sup> por  
recortes y juntas )



ARREGLO GENERAL DEL HUMIDIFICADOR		TESIS PROFESIONAL	
LUIS MORENO O.	FAC. DE QUIMICA	J.N.A.M.	1974

I) - b)

Bomba 75 GPM; 36 ft de Head (100% eficiencia).

No. "Tes"	No. Codos	DN	Longitud Recta
1	2	2	10 ft de 2 in
	1	2	21 ✓ de 1¼ ✓
	2	2	30 ✓ de ½ ✓
		2	
	60	½	
	2	2	
	2	2	
	12	1¼	

60 espreas 1.25 GPM Diámetro orificio 0.218 in ángulo 83°.

Bombas :

Indice	1968	115.2
	1966	107.7

I) - c)

Ventilador:

0.651 in Presión Estática

5,000 ft<sup>3</sup>/ minuto

Centrífugo:

$$5,000 = \sqrt{\text{Presión Dinámica (in H}_2\text{O)}} \times 4005$$

$$\left(\frac{5,000}{4,005}\right)^2 = 1.56 \text{ in; } \frac{1.56}{0.63} + 0.651 = 3.12$$

Factor corrección x altitud y temperatura crítica de trabajo = 0.63

Head Operación = Head (presión dinámica + Presión estática)

Air HP = 0.000157 x flujo x presión total

Air HP = 0.000157 x 5,000 x 3.12 = 2.45

$$\text{HP necesario} = \frac{\text{Air HP}}{\text{Eficiencia}}$$

Se selecciona una eficiencia de 70 en base a la normalmente obtenida en este tipo de ventiladores.

Por consiguiente,

$$\text{HP necesario} = \frac{2.45}{0.7} = 3.5 ; 3.5 \text{ HP}$$

Se recomienda un ventilador marca Clarange Fan Company tamaño 36½, 1,550 R.P.M.

El costo del ventilador y el costo del motor se deter  
minarán más adelante.

I) - d)  
Pág. 26-19 Perry

272430  $\frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$  Se pedirá cotización

Material Necesario para el "Cascaón" de  
la Cámara:

Largo = 33.8 ft  
Ancho = 17.6  
Altura = 7.97

Se tomará en cuenta lo siguiente:

- a). Las paredes interiores serán de lámina de acero i-  
noxidable ya que se tiene un alto porcentaje de hume  
dad, se tiene mayor durabilidad en cuanto a raspadu  
ras y golpes, superficie brillante que hace mínima la  
absorción de calor y da aspecto limpio al interior, bue  
na rigidez estructural.

- b). Capa aislante entre lámina interna y lámina externa.
- c). Paredes externas de lámina negra común y capa de pintura.
- d). Puertas totalmente de acero inoxidable con lo que se tienen dos caras externas de este material. Esto se hará con el fin de obtener óptimas condiciones de ri gidez estructural y durabilidad debido a su constante uso, (puertas con material aislante entre sus caras de lámina de acero).

Se ha considerado una pérdida de calor a través de paredes de 10,000 Btu/hr.

Aplicando la ecuación para transferencia de calor a través de paredes de varios materiales se tiene:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_0 - t_1}{\frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_b}{k_b A} + \frac{L_c}{k_c A}}$$

Donde:

$$Q = \text{Pérdida calor, } \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$t_0 =$  Temperatura interior de la cámara =  $102^{\circ}\text{F}$   
 $t_1 =$  Temperatura ambiente fuera de la cámara =  $66^{\circ}\text{F}$   
 $L_a =$  Espesor lámina de acero inoxidable =  $1/16 \text{ in} =$   
 $= 0.00052 \text{ ft.}$   
 $L_b =$  Espesor aislante =  $1.5 \text{ in.} = 0.125 \text{ ft}$  (propuesto)  
 $L_c =$  Espesor lámina negra (pared exterior) =  $1/32 \text{ in} =$   
 $= 0.00026 \text{ ft.}$   
 $k_a =$  Conductividad térmica acero inoxidable =  
 $= 26 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 (^{\circ}\text{F}/\text{ft})}$   
 $k_b =$  Conductividad térmica lámina de corcho a una  
temperatura media de  $84^{\circ}\text{F} = 0.024$   
 $k_c =$  Conductividad térmica lámina negra común =  $0.25$   
 $A =$  Unidad de superficie =  $1 \text{ ft}^2$   
 $Q = \frac{102 - 66}{\frac{0.00052}{26 \times 1} + \frac{0.125}{0.025 \times 1} + \frac{0.00026}{25 \times 1}} = \frac{36}{5} = 7.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2}$   

$\swarrow$                        $\nearrow$   
despreciables prácticamente

De acuerdo a las dimensiones se aislará una área de:

$33.8 \times 8 \times 2 = 540 \text{ ft}^2 =$  Superficie 2 lados a lo largo

$17.6 \times 8 \times 2 = 285 \text{ ft}^2 =$  Superficie 2 paredes (puertas)

$33.8 \times 17.6 = 600 \text{ ft}^2 =$  Superficie del techo.

Superficie 5 caras = 1,425 ft<sup>2</sup>

Carcaza de la Cámara:

Material:

Lámina de acero inoxidable de 1/16 in. de espesor.

	1,425	ft <sup>2</sup>	Superficie total interna (excepto piso)
+	285	ft <sup>2</sup>	Superficies frontales externas (puertas)
	<hr/>		
	1,710	ft <sup>2</sup>	Acero inoxidable de 1/16 in.

Lámina negra (de hierro)

	540	ft <sup>2</sup>	Superficie externa dos costados
+	600	ft <sup>2</sup>	Superficie externa del techo
	<hr/>		
	1,140	ft <sup>2</sup>	Lámina negra (hierro)

Aislante de lámina de 1.5 in. de espesor

	1,425	ft <sup>2</sup>	Corcho
--	-------	-----------------	--------

Habr<sup>á</sup> que tomar en cuenta que ser<sup>án</sup> necesarios per

files de hierro para dar rigidez estructural a la cámara, entre los cuales se deben considerar los necesarios para fijar las planchas de lámina de las paredes (longitud total de aristas), 3 perfiles canal de más o menos 6 in. de peralte para sostén del humidificador y accesorios encima de la cámara.

Perfil de hierro estructural para formar los "marcos" de las puertas.

Longitud Total de Aristas:

$$(33.8 \times 2) \text{ ft} + (17.6 \times 2) \text{ ft} + (7.97 \times 4) \text{ ft} = 134.7 \text{ ft de hierro ángulo.}$$

Sostén del equipo de aire acondicionado:

$$3 \times 17.6 = 52.8 \text{ ft de canal 6 in}$$

La altura de las puertas se selecciona en base a la altura de las jaulas standar más la altura del molde en el nivel superior de la jaula.

$$\begin{array}{rcl}
 6.22 \text{ ft} & = & \text{Altura de la jaula} \\
 + & & \\
 \underline{0.38} \text{ ft} & = & \text{Altura del molde} \\
 6.60 \text{ ft} & = & \text{Altura de la jaula} + \text{molde} + 0.4 \text{ ft}^* \text{ de distancia}
 \end{array}$$

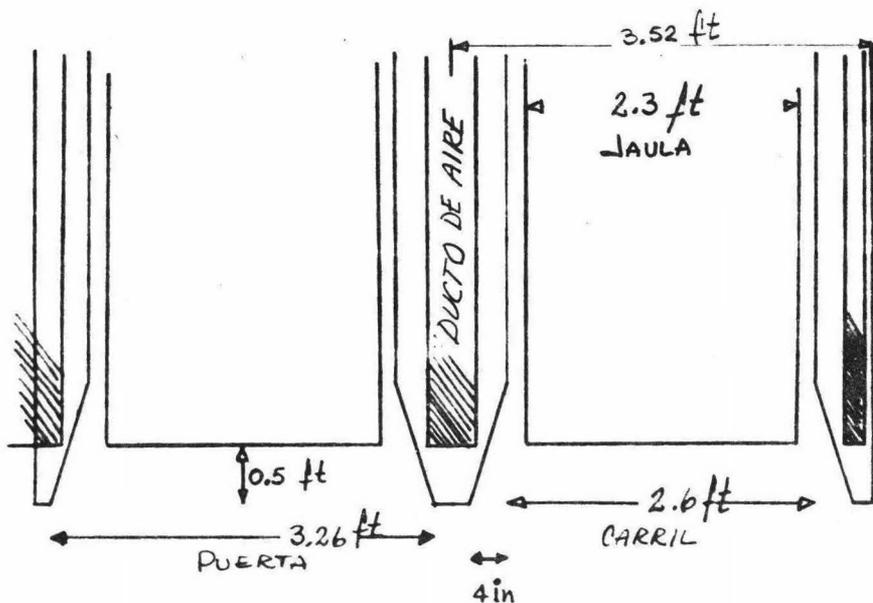
\* Base de diseño

0.4 ft a manera de protección para evitar rozamiento entre la parte superior del marco de la puerta y los moldes.

Altura de las Puertas =  $(6.6 + 0.4)$  ft = 7 ft.

El ancho de la puerta será el considerado con ancho necesario en el carril más una distancia que se fija a cada lado para facilitar la entrada de las jaulas.

Se fija 4 in más, a cada lado de la puerta con respecto al ancho del carril, (base de diseño). Ver diagrama:



Ancho de la Puerta = Ancho del Carril (2.6 ft) + 8/12 ft

$$= 2.6 + 0.66 = \underline{3.26 \text{ ft}}$$

$$3.26 \times 5 = 16.3 \text{ ft}, \quad 17.6 - 16.3 = 1.3$$

Aunque este diseño se enfoca al aspecto de condiciones de operación, para determinar un monto aproximado del costo del equipo de humidificación, carcaza de la cámara, ductos, etc.; se fijan bases de diseño, se proponen materiales de construcción y se indican ciertos detalles en la construcción para lograr una mejor operación, sin embargo, los cálculos exactos en cuanto a espesores de perfiles de estructura, distancia entre remaches de las juntas, tipo de soldaduras, ajuste de instrumentos, conexiones eléctricas, etc., corresponden a la ingeniería del constructor, contratista y montaje.

Sólo cabe hacer notar que en el costo aproximado de la cámara se aplican porcentajes comúnmente usados para ingeniería, gastos de construcción, etc. en este tipo de equipo para la industria.

## Material Necesario para Ductos:

Para este cálculo se utilizarán las dimensiones obtenidas para cada una de las secciones de la red y el diagrama que representa el arreglo de los ductos. (páginas anteriores)

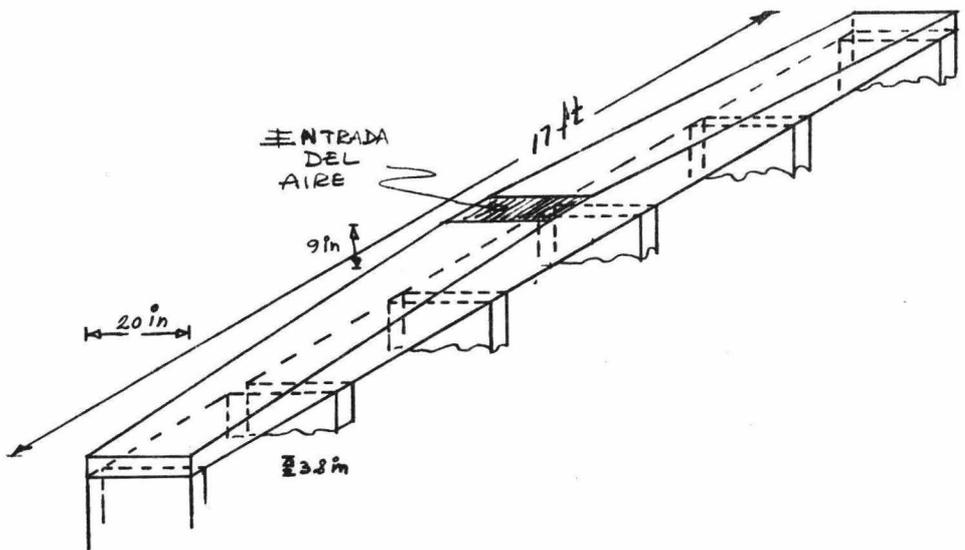
- 1) Conducción desde el ventilador hasta entrada cabezal "A".

Longitud 12 ft

Sección transversal. 18 in x 20 in = 1.5 ft x 1.66 ft

$$\begin{aligned}\text{Area lámina necesaria} &= (12 \times 1.5 \times 2) \text{ ft}^2 + (12 \times 1.66 \times 2) \text{ ft}^2 = \\ &= (36 + 40) \text{ ft}^2 = 76 \text{ ft}^2\end{aligned}$$

En la tabla donde se obtienen las secciones transversales necesarias se observa una disminución de área desde la entrada cabezal "A" en su parte media hasta sus extremos con lo que se tiene una forma para este cabezal como sigue:



La lámina necesaria para los ductos de retorno es a  
proximadamente,

$$17.6 \times 2.5 \times 4 = 176 \text{ ft}^2, + 76 \text{ ft}^2 = 252 \text{ ft}^2$$

largo x ancho x No. de ductos + un tramo aproximadamen  
te igual al del humidificador hasta cabezal "A".

TABLA PARA CALCULAR EL MATERIAL NECESARIO QUE EL  
CONSTRUCTOR REQUERIRA PARA LOS DUCTOS

Sección	Long. Recta ft	Secc. Transv. ft x ft	Perímetro ft	Material ft <sup>2</sup>
Ventilador Cabezal "A"	12	1.5 x 1.66	6.32	76
Cabezal "A"	17	1.66 x 0.54 *	4.40	75
Cabezales B	4 x 8 = 32	1.66 x 0.50 **	4.32	138
Cabezales B extremos	2 x 8 = 16	1.66 x 0.33 **	3.98	64
Ramales en C <sub>6</sub> , C <sub>1</sub>	4 x 16.5 = 66	0.33 x 0.25	1.16	76
Ramales en b <sub>6</sub> , b <sub>1</sub>	4 x 16.5 = 66	0.25 x 0.417	1.33	88
Ramales en a <sub>6</sub> , a <sub>1</sub>	4 x 16.5 = 66	0.25 x 0.666	1.83	121
Ramales en C <sub>5</sub> , b <sub>5</sub> , C <sub>2</sub> , b <sub>2</sub> , C <sub>4</sub> , b <sub>4</sub> , C <sub>3</sub> , b <sub>3</sub> .	16 x 16.5 = 264	0.33 x 0.417	1.5	395
Ramales en a <sub>5</sub> , a <sub>4</sub> , a <sub>2</sub> , a <sub>3</sub> .	8 x 16.5 = 132	0.33 x 0.75	2.16	<u>285</u>
Ductos de retorno				<u>1,318</u> ft <sup>2</sup>
				<u>252</u>
				<u>1,570</u> ft <sup>2</sup>

\* Promedio de altura sección desde 9in hasta 3.1

\*\* Se construye todo el tramo con la sección mayor del mismo, el flujo de aire se regulará con compuertas esto es para evitar una construcción con exceso de cambios en sección transversal.

Material Acero Inoxidable, Cal. 22 de aproximadamente 1/32 in.

La determinación del costo y la cotización de fabricación aparecen más adelante.

El precio de la lámina de cobre cal. 16 es de \$46.00 Kg.

Se vende en hojas de 3 x 8 ft, (0.91 x 2.44 m), (24 ft<sup>2</sup>).

Se necesitan 6 hojas (con un peso de 32.77 Kg. cada una) lo que da un total de  $32.77 \times 6 = 197$  Kg.

El costo de lámina de cobre para el humidificador será:

$$197 \text{ Kg.} \times \$46.00/\text{Kg.} = \$ 9,080.$$

Los bastidores para dar rigidez a la carcasa deberán ser colocados por el lado externo para aprovechar al máximo el área de esparado así como el material.

144 ft (44 m) angular de 1-3/4 x 1-3/4 Peso 2.14 Kg/m.

Precio del angular \$3.50 Kg.

$$44\text{m} \times 2.14 \text{ kg/m} = 94 \text{ Kg, } 94 \text{ kg} \times 3.50 \frac{\$}{\text{Kg.}} = \$325.$$

De remaches o tornillería más el sello para asegurar ausencia de fugas se estiman en \$300.00

Lo que da un total de: 9,080

325

300  
\$9,705 Material para el cascarón del  
Humidificador

Consultando a las casas del ramo se obtiene un presupuesto para el conjunto motor-bomba de \$4,500. con 25% de descuento, lo que da un costo de  $\$4,500 \times 0.75 = \underline{\$3,400}$ .  
 costo de Motor - Bomba.

Motor 3 HP ; Bomba Succión 2"  $\phi$  20,000 l/hr.

Descarga 2"  $\phi$  Head de 13 m.

El ventilador se presupuesta en \$5,300. (20% de descuento) \$4,300.

Para 1,075 RPM #40 Eva-Mex. Diámetro del rotor 24½"

Succión 14-3/4" circular.

Descarga 13-1/16 cuadrado.

Presión estática 38 mm. H<sub>2</sub>O

Motor de 4 HP \$2,200. más o menos 15% de descuento.

Ventilador	\$ 4,300.
Motor	1,870.
Poleas Acoplamiento	<u>430.</u>
	\$ 6,600.

Dos unidades serpentín radiador de vapor que

en conjunto proporcionan hasta 350,000 Btu/hr.

(velocidad aire 500 ft/min) vapor 6 Kg/cm<sup>2</sup> \$ 8,200

2 Trampas vapor condensado	<u>2,000</u>
	10,200
2 Válvulas solenoide vapor 2½" ø neumáticas	5,000
18 m. tramo tubo 2½" con conexiones	650
Aislante de fibra de vidrio y lámina brillante como cubierta	450
5 Válvulas globo 2½" ø para by pass y protección	<u>1,500</u>
	\$ 17,700

Un sistema de control de humedad relativa %

- a) Record gráfica circular 2 tintas
  - b) Control de temperatura bulbo seco (2 bulbos)
  - c) Control de temperatura bulbo húmedo (2 bulbos)
  - d) Aditamentos neumáticos para el sistema
- \$ 40,000

Flotador y válvula para la bomba	250
6 m. de tubo de 2½" ø para serpentín	150
60 espreas 1.25 GPM cada una \$15.00 c/u	900
Tubería para sistema esparado (hierro galvanizado)	250
3 Perfiles 6 in de peralte, peso 12.20 Kg/m, lineal área transversal 15.32 cm <sup>2</sup> a \$3.00/Kg. colocados a lo ancho de la cámara, 15.5 m. lineales, 15.5 x 12.2 = 190 Kg;	570

Lámina acero inoxidable, paredes internas 1,715 ft<sup>2</sup>  
1/16" más externa puertas.

3 x 8 ft  
(0.91 x 2.44) 21 Kg x hoja de acuerdo a tablas  
m m

24 ft<sup>2</sup> x hoja

Se requieren 71.5 hojas teóricas, se estima necesario de acuerdo a las dimensiones de la cámara y a las di mensiones de las hojas para suplir los recortes y desechos.  
Total 79 hojas.

El precio para inoxidable en este espesor calibre 16 U.S. aproximadamente 1/16" es de \$21.50 Kg.  
Por lo tanto se tiene, 79 hojas x 21 Kg/hoja = 1,660 Kg.  
1,660 Kg. x 21.50 \$/Kg. = \$35,700. Inoxidable pared interior.

Para el exterior se requieren 1,140 ft<sup>2</sup> de lámina de hierro utilizaremos calibre 22 U.S. 0.031 in. aproximadamente 1/32"

Se vende en hojas de 0.91 x 2.44 m, (3 x 8 ft), a \$385 x Kg.

El peso aproximado en Kg. x m<sup>2</sup> es para el calibre 22 de: 6.51 Kg/m<sup>2</sup>.

$\frac{1,140 \text{ ft}^2}{24 \text{ ft}^2/\text{hoja}} = 47.5$  hojas que con el recorte y desperdicio nos dan 53 hojas.

53 hojas x  $\frac{24 \text{ ft}^2}{10.75 \text{ ft}^2/\text{m}^2} = 118 \text{ m}^2$

118 m<sup>2</sup> x 6.51  $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 770 \text{ Kg.}$

770 x 3.85 = 2,710

Lámina hierro \$ 2,710

Mantenimiento y montaje de acuerdo a las dimensiones de la cámara presupuesta \$12,000. en perfiles y tornillería para la estructura.

Ingeniería		\$ 25,000
Mano de obra construcción, 2 meses		
3 Oficiales		24,000
	2 turnos	
3 Ayudantes		<u>18,000</u>
		\$ 67,000
Cimentación		5,120
Cascarón del humidificador		9,705
Moto - Bomba		3,400

### Ductos de Aire:

1,570 ft<sup>2</sup> + 15% traslapes y recortes = 1,800 ft<sup>2</sup>

Inoxidable calibre 22 U.S. Precio 22.40 \$/kg.

Peso 13.85 Kg. x hoja de 3 x 8 ft

13.85 x 22.40 = \$310. x lámina.

El fabricante presupuesta 80 láminas a usar 24,800 más 50% del valor del material por hacer los tramos de ductos.

Ductos: 24,800.	
<u>12,400</u>	37,200

### Arranque del equipo

Especialistas en instrumentación y regulación de

flujo en los ductos 10,000

### Cimentación

Ancho x largo  
5.5 m x 11 m. = 64 m<sup>2</sup>

Concreto

\$80.00/m<sup>2</sup> con mano de obra 5,120

Pintura

3 Galones vinílica blanca 450

Aislante 4,000

Ventilador	4,300
Motor ventilador	1,870
Acoplamiento del motor ventilador	430
Radiadores	8,200
Trampas de vapor	2,000
Válvulas selenoide (2)	5,000
Tramos tubo Flux vapor	650
Aislante y lámina	450
Válvulas de globo	1,500
Fox - Boro	40,000
Flotador y válvula	250
60 Espreas	900
Tubería para espreado	250
Perfiles	<u>570</u>
	\$ 84,595
Tubo serpentín	150
(Inox.) lámina 1/16" pared interna más puertas	35,700
(Hierro) lámina pared exterior	2,710
Perfil estructura	<u>12,000</u>
	\$ 185,155
Material y mano de obra ductos aire	37,200
Ingeniería y mano de obra dos meses	<u>67,000</u>
	\$ 289,355

Arrancar el equipo más regulación de sistemas

de control y flujos de aire en los ductos

10,000

\$ 299,355

~~XXXXXXXXXX~~

CAPITULO V

C O N C L U S I O N E S

## CONCLUSIONES

Si bien que en el diseño se reproducen las condiciones óptimas de humedad relativa y temperatura para obtener mejor calidad, tomando en cuenta los resultados de pruebas de laboratorio posteriormente checados en producción, cabe hacer notar que la masa que se procesa debe reunir las condiciones esenciales de desarrollo y frescura, además de que la formulación no presente un  $C_p$  que sobrepase el valor base del diseño, ya que a condiciones críticas no se obtendrán buenos resultados aún a 100% de eficiencia del equipo si las características fisicoquímicas de la masa no corresponden a las establecidas para el diseño.

En la operación es vital que la instrumentación trabaje perfectamente, controles bien ajustados, válvulas y accesorios en buen estado y buen mantenimiento y limpieza del equipo, de otra manera, se tendrán diferencias entre las temperaturas fijadas para la operación y las proporcionadas por el equipo, lo cual bajaría la eficiencia.



En cuanto a manejo del equipo, deberá establecerse a régimen constante antes de iniciar la carga, checar que las temperaturas de bulbo seco y húmedo registradas sean las requeridas, además de tratar de no sobrepasar la frecuencia de abertura de puertas base y evitar realizar aberturas "más lentas" ya que se requerirá de mayor cantidad de calor y se saldrá de las condiciones del diseño con la consecuente baja en la eficiencia.

Por lo anterior se recomienda instalar el proyecto en una línea que requiera de un 95% aproximado de su capacidad y en ese caso poder garantizar buenos resultados, no obstante debe hacerse un balance de ventajas y desventajas y tratar de no caer en cualquier caso de "cuello de botella" o equipo sobrado en la línea, se recomienda igualmente no olvidar el aspecto económico ya que a similitud de características este proyecto tiene marcada ventaja en cuanto al costo en comparación con equipo similar en el mercado.

CAPITULO VI

B I B L I O G R A F I A

- 9 "CONTINENTAL BAKING CO."  
Engineering Bulletin No. 12 A  
mayo, 1963

## B I B L I O G R A F I A

- 1 "HANDBOOK OF AIR CONDITIONING"  
Carrier Corporation  
Syracuse, New York, 1966
- 2 "TRATADO MODERNO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE"  
Carrier, Willis Haviland  
Ed. Aguilar
- 3 "MASS TRANSFER OPERATIONS"  
R.E. Treybal  
McGraw Hill, New York
- 4 "REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE"  
W.F. Stoecker  
McGraw Hill, New York
- 5 "CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK"  
John H. Perry  
McGraw Hill, New York.
- 6 "THE BAKER'S DIGEST"  
octubre 68, vol. 42 No.5 Pág. 36 - 38  
diciembre 66, vol. XL No.6 Pág. 62 - 63  
Siebel Publishing Company, Pontiac, Ill.
- 7 Revista "PANADERO LATINOAMERICANO"  
Chicago, Ill. U.S.A.
- 8 "FLOW OF FLUIDS"  
Crane  
Crane Co., Chicago